نشریهٔ علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک ۱
سال سی و دوم، شمارهٔ دو، ۱٤۰۰ (۱-۱۸)
DOI: 10.22067/jacsm.2021.68281.1003

مطالعهٔ پارامتری و تحلیل عددی کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی متقارن، برای بهبود عملکرد*

مقاله پژوهشی

جعفر نژادعلی[(۱)]

چکیده *کمپرسورها یا دمنده‌های بازتولیدکننده، از نوع کمپرسورهای دینامیکی دوار هستند و قابلیت تولید هد بالا در دبی جریان پایین را دارند و منحنی‌های عملکرد با مشخصات بسیار پایداری دارند. در این مقاله، به بررسی عملکرد کمپرسورهای بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی به‌روش آزمایشگاهی و عددی پرداخته شده است. با استفاده از شبیه‌سازی عددی جریان سیال، اثر استفاده از پره‌های آیرودینامیکی متقارن، تعداد پره‌ها و نیز ارتفاع پره‌ها بر کارایی و عملکرد کمپرسور تحلیل شد. باتوجه‌به پیچیدگی الگوی جریان در این نوع از توربوماشین‌ها، مدل توربولانسی SST به کار گرفته شده است. برای ارائهٔ نتایج از اعداد بی‌بعد استفاده شده است تا قابلیت تعمیم و بایگانی داشته باشند. نتایج نشان داد که کاهش ارتفاع پره از ۳٤میلی‌متر به ۲۸میلی‌متر، سبب کاهش نسبت فشار و نیز افت بازدهی می‌شود. مطالعهٔ اثر تعداد پره‌ها در نقطهٔ طراحی نشان داد که بیشترین بازدهی در نسبت گام به وتر ۰٫۳٦ اتفاق می‌افتد. پره‌های آیرودینامیکی با زوایای ورودی و خروجی یکسان در ٥زاویهٔ مختلف ۲۰، ۳۰، ٤۰، ٥۰ و ٦۰درجه مطالعه شدند. براساس آنالیز رگراسیون مشخص شد که زاویهٔ بهینه برای پره‌های آیرودینامیکی متقارن، ٤٦درجه است.*

واژه‌های کلیدی کمپرسور بازتولیدکننده؛ ارتفاع پره، پره آیرودینامیکی متقارن، نسبت گام به وتر، شبیه‌سازی عددی جریان

مقدمه

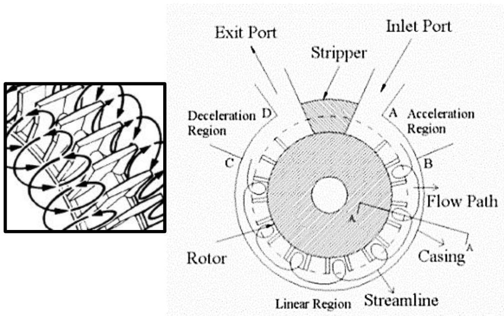
کمپرسورها ابزاری مکانیکی هستند که می‌توانند فشار گاز را با کاهش حجم افزایش دهند. کمپرسورهای بازتولیدکننده (*Regenerative Flow Compressors*) یکی از انواع کمپرسورها هستند که با نام کانال جانبی نیز شناخته می‌شوند. کمپرسورهای بازتولیدکننده از نوع کمپرسورهای روتادینامیک هستند و به‌دلیل آن‌که سرعت مخصوص پایینی دارند، قابلیت تولید هد بالا در دبی جریان پایین را دارند و منحنی‌های عملکرد با مشخصات بسیار پایداری دارند [1]. این کمپرسورها می‌توانند نسبت فشاری برابر با یک کمپرسور چندطبقه، البته با یک روتور ایجاد کنند.

قسمت‌های مختلف کمپرسور بازتولیدکننده شامل چرخ یا پروانه، قسمت ورودی، قسمت تخلیه یا خروجی، ناحیهٔ حائل و یک محفظهٔ جریان هستند. کمپرسورهای بازتولیدکننده از یک پروانهٔ چرخان آزاد، همچون سایر انواع توربو کمپرسورها استفاده می‌کنند. پروانه می‌تواند در یک طرف یا در هردو سمت پیرامون خود دارای پره باشد. این پره‌ها به‌همراه کانال حلقوی جریان‌هایی مارپیچی ایجاد می‌کنند که مکرر از بین پره‌ها عبور می‌کند و به انرژی آن‌ها افزوده می‌شود. قسمت‌های ورودی و خروجی سیستم لوله‌های خارجی را به کانال جریان متصل می‌کند. سیال از طریق قسمت ورودی وارد کانال جریان می‌شود. این قسمت طوری ساخته شده است که بتواند یک جریان مارپیچی را در کانال حلقوی ایجاد کند. سیال با فشار زیاد از قسمت تخلیه خارج می‌شود. در واقع، همان‌طور که در شکل (۱) مشاهده می‌شود، طراحی این توربوماشین‌ها به‌گونه‌ای است که

* تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۹/۱۰/۲۲ و تاریخ پذیرش آن ۱٤۰۰/۳/۲ می‌باشد.

(۱) استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ مهندسی و فناوری، دانشگاه مازندران، بابلسر، ایران، **Email**: J.nejad@umz.ac.ir

جریان سیال پس از ورود به ماشین به‌صورت تکرارشونده وارد پره‌ها و از آن خارج می‌شود. با هر بار ورود به پره‌ها، روی سیال کار انجام می‌شود و سبب افزایش فشار و سرعت مماسی آن خواهد شد. به‌دلیل وجود گرادیان فشار مماسی حول محیط، سرعت مماسی جریان سیال طی مسیر آن از خروجی پره تا ورودی پرهٔ بعدی کاهش یافته و جهت آن معکوس می‌شود. این چرخه ادامه می‌یابد تا سیال از ناحیهٔ خروجی، عبور کند. برای جلوگیری از اختلاط جریان پرفشار خروجی با سیال کم‌فشار در ناحیهٔ ورودی، حائلی بین ورودی و خروجی قرار می‌گیرد که دیوار حائل (*Stripper*) نام دارد. فقط سیالی که بین پره‌ها قرار دارد می‌تواند از استریپر عبور کند. سعی می‌شود تا فضای بین استریپر و پروانه حداقل باشد تا از نشتی بین قسمت پرفشار و کم‌فشار جلوگیری شود. استریپر سیال را مجبور می‌کند از قسمت تخلیه خارج شود؛ همچنین سبب استقرار و نگهداری الگوی جریان تکرارشونده می‌شود.



شکل ۱ قسمت‌های مختلف یک کمپرسور بازتولیدکننده و نحوهٔ حرکت سیال [2]

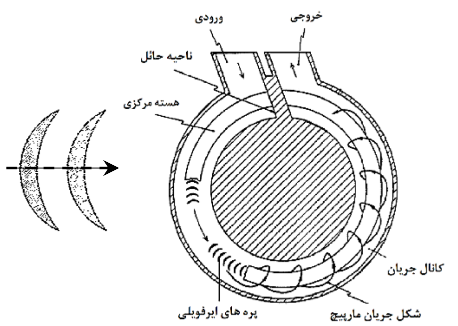
کمپرسورهای بازتولیدکننده از نظر مشخصات عملکردی شبیه به کمپرسورهای جابه‌جایی مثبت هستند و برای کاربردهایی که نیاز به هد بالا در دبی جریان پایین است، استفاده می‌شوند. یکی از نقاط ضعف این کمپرسورها، داشتن راندمان هم‌دمای پایین است (کمتر از ۵۰درصد). این بازده پایین به‌دلیل وجود تلفات متعددی است که در ارتباط مستقیم با شکل هندسی و اصول عملکردی ماشین هستند. این تلفات شامل توربولانس و تلفات اصطکاکی، تلفات شوک، تلفات نشت از استریپر و تلفات نشتی از فضاهای کوچک است. با وجود بازدهی پایین کمپرسورهای بازتولیدکننده، مزایایی از قبیل سادگی نسبی و مشخصات عملکردی پایدار آن‌ها، نبود سایش و خوردگی، نیازنداشتن به روغن‌کاری و نیز نبود پدیدهٔ سرج و ناپایداری استال، در قیاس با سایر توربوماشین‌ها و ماشین‌های جابه‌جایی مثبت سبب شده است این نوع از توربوماشین‌ها کاربردهای گسترده‌ای در صنایع شیمیایی، نفت، غذایی و هسته‌ای داشته باشند. تکرار کنش پره‌های چرخ بر سیال، به‌صورت چندمرحله‌ای سبب می‌شود کمپرسورهای بازتولیدکننده نسبت تراکم بالایی را در یک طبقه ایجاد کنند [3,4].

دو تئوری اصلی که برای پیش‌بینی عملکرد توربوماشین‌های بازتولیدکننده استفاده شده است، شامل نظریهٔ جریان توربولانس و نظریهٔ تبادل ممنتوم است [4]. بررسی‌های انجام‌شده نشان داد که این تئوری‌ها با فیزیک مسئله سازگاری دارند [5]. به‌مرور و با شدت‌گرفتن کارهای آزمایشگاهی، محققان تئوری تبدیل ممنتوم را به‌عنوان دقیق‌ترین نظریه معرفی کردند. نظریهٔ تبادل ممنتوم ویلسون برای توربوماشین‌های بازتولیدکننده با پره‌های شعاعی ارائه شده بود. در سال‌های بعد اصلاحاتی روی نظریهٔ تبادل ممنتوم به‌دست محققان انجام شد تا برای ساختارهای مختلف توربوماشین‌های بازتولیدکننده استفاده شود [6-9]. بیشتر تئوری‌های پیشنهادشده برمبنای فرض تراکم‌ناپذیری سیال ارائه شدند. تئوری‌های ارائه‌شده برمبنای فرض تراکم‌پذیری سیال بسیار اندک‌اند. بهترین آن‌ها مربوط به تئوری ارائه‌شدهٔ راحیل و انگدا است که با توسعهٔ نظریهٔ ویلسون به دست آمد [10]. البته برای کمپرسورهای بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی که اولین‌بار سیکس اسمیت و آلتمن معرفی کردند نیز تئوری‌هایی با فرض جریان تراکم‌پذیر ارائه شد [4,11]. تئوری دیگری

نیز که برمبنای شکل هندسی حرکت المان سیال در این نوع از ماشین‌های بازتولیدکننده استوار بود، توسط نژادعلی ارائه شد [12].

با پیشرفت کامپیوترها و امکان شبیه‌سازی عددی جریان سیال، کارهای متعددی برای پیش‌بینی و نیز بهبود عملکرد توربوماشین‌های بازتولیدکننده انجام شد. اما بیشتر تحلیل‌های عددی روی پمپ‌های بازتولیدکننده تمرکز داشتند و تعداد مقالاتی که کمپرسورهای بازتولیدکننده را بررسی کنند، اندک است. بادامی و همکاران از دینامیک سیالات محاسباتی برای درک بهتر حرکت سیال در یک کمپرسور بازتولیدکننده استفاده‌شده در یک پیل سوختی بهره بردند و نتایج را با تئوری یک‌بعدی مقایسه کردند [13]. ژانگ و همکاران از روش تولید انتروپی برای بررسی تلفات در اجزای مختلف یک پمپ بازتولیدکننده استفاده کردند [14]. نژادعلی و همکاران اثر شکل پره‌ها در پمپ رژنراتیو با پره‌های شعاعی را به‌صورت آزمایشگاهی بررسی و زاویهٔ بهینه را برای پره‌ها ارائه کردند [15]. هئو مانوونگ و همکاران از روش بهینه‌سازی چندهدفه برای بهبود هم‌زمان آیرودینامیکی و آیروآکوستیکی یک کمپرسور کانال جانبی بازتولیدکننده با پره‌های شعاعی استفاده کردند [16]. وانگ و چوی اثر هندسهٔ پره‌ها و هاب را بر عملکرد دمندهٔ بازتولیدکننده تحلیل کردند و با استفاده از این ۲پارامتر هندسی، بازده ماشین را ارتقا دادند [17]. جانگ و لی یک طراحی بهینه برای دمندهٔ بازتولیدکننده جهت ساخت سیستم پیل سوختی ارائه کردند. آن‌ها از روش تقریب پاسخ سطح و شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان سیال برای بهینه‌سازی فشار و بازده دمنده استفاده کردند. ۲پارامتر زاویهٔ الحاقی و تعداد پره‌ها به‌عنوان متغیر طراحی در کار آن‌ها در نظر گرفته شد [18]. میخاییل و همکاران اثر زاویهٔ ورودی پره بر عملکرد دمندهٔ بازتولیدکنندهٔ ساده با پره‌های شعاعی را به کمک شبیه‌سازی عددی جریان سیال تحلیل و نتایج را با نتایج تئوری و آزمایشگاهی مقایسه کردند. همچنین آن‌ها دریافتند که بهترین زاویهٔ ورودی برای پره ۱۲۵درجه است [19]. گریفینی و همکاران جریان سیال در یک کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی در یک سو را با کمک یک کد تجاری تحلیل عددی کردند و رهنمودهایی برای طراحی بهتر ارائه کردند [20]. ژانگ و همکاران اثر جریان دوفازی گازمایع را بر عملکرد یک پمپ بازتولیدکننده ارزیابی کردند [21]. در تازه‌ترین مطالعات، مرادی و همکاران استفاده از کمپرسور بازتولیدکننده به‌صورت معکوس را به‌عنوان جایگزین برای شیر انبساطی در سیکل ارگانیک رانکین (*ORC*) تحلیل کردند [22]. همچنین کانتینی و همکارش استفاده از پمپ بازتولیدکننده به‌جای توربین را به‌صورت عددی مطالعه و منحنی‌های عملکرد پمپ به‌صورت معکوس را ارائه کردند [23].

باتوجه‌به شکل پره‌ها و مقطع کانال جریان، ساختارهای مختلفی برای کمپرسورهای بازتولیدکننده وجود دارد. یکی از ساختارها، کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی است. به‌دلیل چرخش منظم‌تر جریان و کاهش تلفات، کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی نسبت‌به سایر توربوماشین‌های بازتولیدکننده عملکرد بهتری دارد. در این کمپرسورها، پره‌های رایج شعاعی به‌وسیلهٔ پره‌هایی با مقطع آیرودینامیکی جایگزین شده است تا ممنتوم با حداقل آشفتگی به سیال منتقل شود. از یک هستهٔ مرکزی در کانال حلقوی استفاده می‌شود تا جریان سیال با کمترین تلفات درون محفظه به چرخش درآید. هستهٔ مرکزی به‌عنوان پوسته پره‌ها، از تلفات ناشی از تشکیل گردابه‌ها در نوک پره‌ها نیز می‌کاهد [11]. در شکل (۲) نحوهٔ حرکت سیال در کمپرسور با پره‌های آیرودینامیکی نشان داده شده است.



شکل ۲ کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی [4]

با وجود همه مزایایی که توربوماشین‌های بازتولیدکننده دارند، این دسته از ماشین‌های دوار بازدهی پایینی نسبت‌به سایر توربوماشین‌ها دارند. بنابراین مطالعهٔ رفتار این ماشین‌ها برای بهبود عملکرد و بازدهی موردتوجه بسیاری از محققان قرار گرفته است.

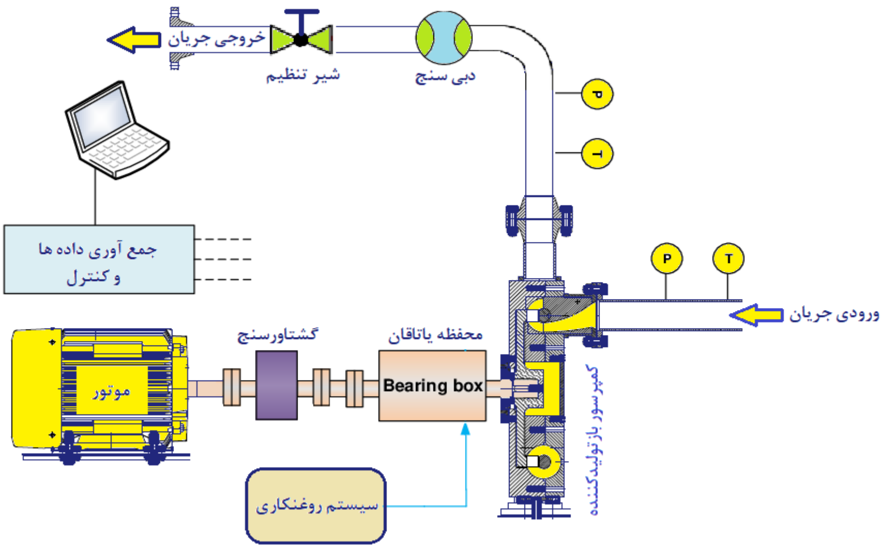
باتوجه‌به مطالعات اندک در زمینه کمپرسورهای بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی، در این مقاله به مطالعه و تحلیل این دسته از کمپرسورها با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی پرداخته شده است. نتایج مطالعهٔ عددی برای صحت‌سنجی با داده‌های تجربی به‌دست‌آمده از یک کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی مقایسه شدند. باتوجه‌به الگوی پیچیدهٔ جریان از مدل آشفتگی *SST* برای مدل‌سازی جریان توربولانس استفاده شده است. الگوی جریان سیال در کمپرسور در شرایط مختلف عملکرد تحلیل شد. هدف اصلی مقاله بررسی اثر تغییر در زوایای ورودی و خروجی پره‌ها، ارتفاع پره‌ها و نیز تعداد پره‌ها بر عملکرد و بازده کمپرسور است. برای این منظور از پره‌های آیرودینامیکی متقارن با زوایای ورودی و خروجی یکسان استفاده شده است. شبیه‌سازی جریان سیال در زوایای مختلف انجام شده است و نتایج ارائه شدند.

توصیف مدار تست و هندسهٔ کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی

هندسهٔ اولیه کمپرسور بازتولیدکنندهٔ بررسی‌شده برا ساس مدل آزمایشگاهی موجود ا ستخراج شد. در شکل (۳-الف) مجموعهٔ آزمایشگاهی آماده‌شده برای اندازه‌گیری و استخراج منحنی‌های عملکرد کمپرسور ارائه شده ا ست. شماتیک مدار آزمایش کمپر سور در شکل (۳-ب) قابل مشاهده است. مشخصات طراحی و عملکردی دستگاه در جدول (۱) آورده شده است. پروفیل پره‌ها در این کمپرسور به‌شکل ایرفویل‌های ضربه‌ای طراحی شده که در شکل (٤) نشان داده شده است.



(الف) مدار آزمایش

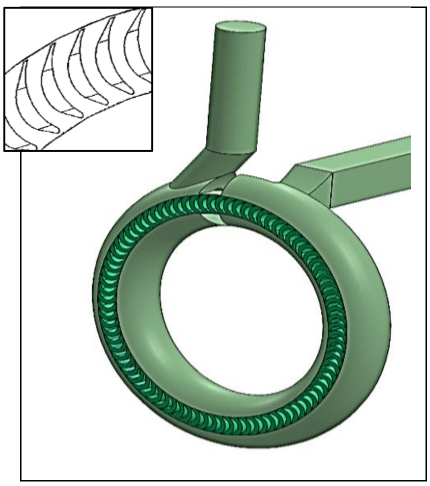


(ب) شماتیک مدار آزمایش

شکل ۳ دستگاه آزمایش کمپرسور بازتولیدکننده

جدول ۱ مشخصات طراحی کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی

دبی جرمی نقطهٔ طراحی	۰٫۲۲ کیلوگرم بر ثانیه
سرعت دورانی	۳۰۰۰ دور بر دقیقه
قطر پروانه	٤٦۰ میلی‌متر
زاویهٔ بین ناحیهٔ ورودی و خروجی	١٦ درجه
لقی	۰٫۰۰۱ متر
تعداد پره‌ها	۸۵
ارتفاع پره‌ها	۳٤ میلی‌متر



شکل ٤ هندسهٔ فضای محاسباتی کمپرسور بازتولیدکننده

عدم قطعیت دماسنج‌ها ۰٫۱۵ ± درجهٔ سانتی‌گراد بوده است و فشارها با خطای کلی کمتر از ۰٫۲۵±درصد اندازه‌گیری شدند. عدم قطعیت در اندازه‌گیری دبی جریان کمتر از ۲±درصد گزارش شده است. دقت توان اندازه‌گیری‌شده حدود ۱درصد بوده است.

براساس آنالیز عدم قطعیت، اگر کمیت R به n متغیر وابسته باشد،

$$B = B(x_1 . x_2 . \dots . x_n) \tag{۱}$$

میزان عدم قطعیت کل با استفاده از رابطهٔ زیر قابل محاسبه است.

$$\xi_R = \left[\left(\frac{\partial B}{\partial x_1} \xi_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial B}{\partial x_2} \xi_2 \right)^2 + \cdots + \left(\frac{\partial B}{\partial x_n} \xi_n \right)^2 \right]^{1/2} \tag{۲}$$

نتایج آنالیز عدم قطعیت با استفاده از رابطهٔ (۲) برای محاسبهٔ بازده در جدول (۲) آورده شده است.

جدول ۲ آنالیز عدم قطعیت

عدم قطعیت	بازده	دبی جریان(m^3/hr)
۰٫۰۲۵٦	۰٫۱۷۲	۲۸۹٫٦٦
۰٫۰۲۵٤	۰٫۲۱۸	۳۷٤٫۹۷
۰٫۰۲٤٦	۰٫۲۵۷	٤۸۳٫۳۱
۰٫۰۲۳۲	۰٫۲۷۵	۵۷٦٫۰۹
۰٫۰۱۹۷	۰٫۲۸۱	٦۷۰٫۰۱

در شکل (٤) هندسهٔ فضای محاسباتی استخراج‌شده از کمپرسور نشان داده شده است. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود، پروفیل اولیهٔ پره‌ها براساس پره‌های آیرودینامیکی ضربه‌ای طراحی و ساخته شده است.

شبیه‌سازی عددی. در این آنالیز عددی برای حل کامل سه‌بعدی معادلات ناویر–استوکس میانگین‌گیری‌شده رینولدز، از کد تجاری انسیس سی‌اف‌ایکس ۱۹ که یک حلگر سه‌بعدی است که از کوپل کامل بین معادلات ممنتوم و فشار برای حل بهره می‌برد، برای شبیه سازی عددی جریان استفاده شده است [24,25].

اساسی‌ترین نکته برای به‌دست‌آوردن معادلات ناویر–استوکس میانگین رینولدز از معادلات لحظه‌ای رینولدز، استفاده از تجزیهٔ رینولدز، یعنی جداسازی متغیرهای جریان (همچون سرعت u) به ۲مؤلفهٔ متوسط زمانی و نوسانی سرعت است. فرم تانسوری معادلات ناویر–استوکس شامل معادلهٔ پیوستگی و ممنتوم برای سیال نیوتنی به‌صورت متوسط زمانی در روابط (۱ و ۲) آورده شده است.

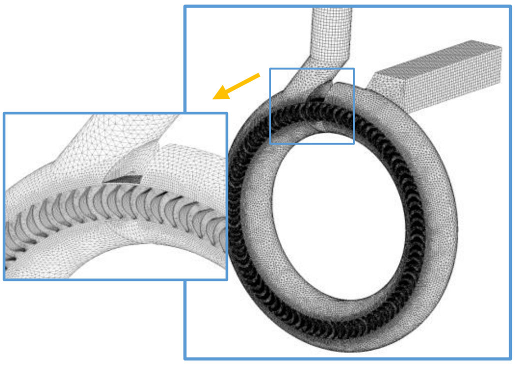
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \tag{۱}$$

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_m}{\partial x_m} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\rho \overline{u_i' u_j'} \right) \tag{۲}$$

برای دستیابی به دقت بهتر، روش کیفیت بالا (high resolution) برای گسسته‌سازی معادلات ممنتوم و آشفتگی به کار گرفته شده است.

برای تولید شبکهٔ محاسباتی که یکی از مراحل مهم در شبیه‌سازی عددی جریان محسوب می‌شود، همان‌طور که در شکل (٤) نشان داده شد، فضای محاسباتی به ۲بخش شامل محفظهٔ جریان و پروانه تقسیم شده است. هر یک از این بخش‌ها به‌صورت جداگانه شبکه‌بندی شدند. در طی مراحل شبکه‌بندی سعی شد کیفیت تعامد، چولگی (*Skewness*) و نسبت منظری در محدودهٔ مجاز قرار گیرند. برای این کار چولگی زیر ۰٫۹ و نسبت منظری کمتر از ۵:۱ درنظر گرفته شدند. از مش شش‌وجهی برای پروانهٔ کمپرسور و مش چهاروجهی

برای محفظهٔ جریان استفاده شده است. از خوشه‌بندی مش در نواحی مهم مانند ناحیهٔ بین کانال و پروانه استفاده شده است. ۵سلول در ناحیهٔ لایهٔ مرزی منظور شده است. شبکه‌بندی فضای محاسباتی در شکل (۵) نشان داده شده است.



شکل ۵ شبکه‌بندی فضای محاسباتی

در تحلیل عددی پیش‌رو، هوا در ۲۵درجهٔ سانتی‌گراد به‌عنوان سیال عامل در نظر گرفته شده است. از شرط مرزی فشار کل ثابت در ناحیهٔ ورودی استفاده شده است. برای ناحیهٔ خروجی، شرط مرزی دبی جرمی به کار گرفته شده است. شرط مرزی دیوارهٔ بدون لغزش برای سایر نواحی مرزی منظور شد. دامنهٔ کانال جریان به‌صورت ثابت و دامنهٔ پروانه به‌صورت چرخان با سرعت دورانی ۳۰۰۰ دور بر دقیقه در نظر گرفته شده است. برای شبیه‌سازی جریان به‌صورت شبه‌پایا، شبکه‌های بین پروانه و محفظهٔ جریان به‌وسیلهٔ شرط سطح مشترک روتور بی‌حرکت (Frozen rotor) معرفی شدند. معیار همگرایی حل، در حداکثر باقی‌مانده $۱۰^{-٤}$ تنظیم شد.

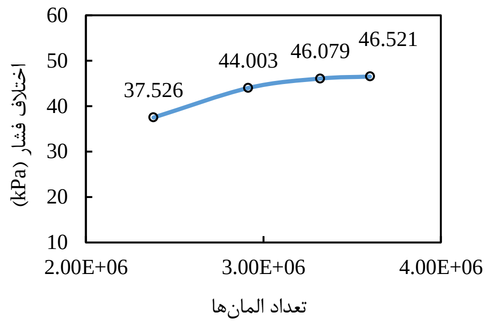
برای مدل‌سازی آشفتگی (توربولانس) در شبیه‌سازی کمپرسور بازتولیدکننده، تألیفات موجود و روش‌های استفاده‌شدهٔ پژوهشگران بررسی شد. طبق تحقیقات، ۲مدل توربولانس k-ε استاندارد [13,17,19,26] و انتقال تنش برشی (SST) [6,16,18,20] برای شبیه‌سازی جریان سیال در کمپرسور بازتولیدکننده استفاده شده‌اند. در مطالعهٔ عددی حاضر، باتوجه‌به الگوی پیچیدهٔ جریان و وجود جریان گردابی در کمپرسور بازتولیدکننده و نیز ویژگی مدل انتقال تنش برشی در ترکیب ۲مدل توربولانسی k-ε در نواحی دور از دیواره و k-ω برای نواحی نزدیک دیواره، از مدل توربولانسی SST برای حل معادلات آشفتگی استفاده شده است. مدل k-ω و شکل تبدیل‌یافتهٔ مدل k-ε، هردو در یک تابع آمیختگی ضرب و آن‌گاه باهم جمع می‌شوند. تابع آمیختگی طوری طراحی شده است که در نزدیکی دیواره دارای مقدار یک (که باعث فعال‌شدن مدل k-ω می‌شود) و در نواحی دور از دیواره دارای مقدار صفر (که باعث فعال‌شدن شکل تبدیل‌یافتهٔ مدل k-ε می‌شود) است.

با ضرب مدل k-ω در تابع آمیختگی F_1 و نیز ضرب تابع $(1-F_1)$ در مدل تبدیل‌یافتهٔ k-ε معادلات انرژی جنبشی توربولانس و نرخ پراکندگی به‌شکل زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k U_j)=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_{k3}}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right]+P_k-\beta'\rho k\omega+P_{kb} \quad (۳)$$

$$\frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho\omega U_j)}{\partial x_j}=\frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_{\omega3}}\right)\frac{\partial\omega}{\partial x_j}\right]+(1-F_1)2\rho\frac{1}{\sigma_{\omega2}\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial\omega}{\partial x_j}+\alpha_3\frac{\omega}{k}P_k-\beta_3\rho\omega^2+P_{\omega b} \quad (٤)$$

جزئیات و چگونگی محاسبهٔ ضرایب موجود در رابطهٔ ٤ در مرجع [27] ارائه شده است.



شکل ٦ اختلاف فشار برحسب تعداد المان‌ها

برای بررسی وابسته‌نبودن نتایج به شبکهٔ محاسباتی، ٤شبکهٔ محاسباتی در نظر گرفته شد. همان‌طور که در شکل (٦) ملاحظه می‌شود، با افزایش تعداد مش‌ها از $۳٫۳\times۱۰^{٦}$ به $۳٫٦\times۱۰^{٦}$، میزان اختلاف فشار ورودی و خروجی کمتر از ۱درصد تغییر می‌کند. بنابراین تعداد المان حدود $۳٫۳\times۱۰^{٦}$ برای انجام شبیه‌سازی‌ها در نظر گرفته شد.

نتایج و بحث

برای آن‌که نتایج این پژوهش مستند باشد، از اعداد بی‌بعد برای ارائهٔ نتایج استفاده شده است. پارامترهای بی‌بعدی که در تحلیل عملکرد کمپرسورهای بازتولیدکننده استفاده می‌شوند، شامل عدد ماخ نوک پروانه، نسبت فشار، ضریب دبی جریان، دبی جرمی مخصوص و بازده هم‌دما هستند که به‌صورت روابط (٥ تا ۹) تعریف می‌شوند [28,29].

$$M_{OT} = \frac{r_2\omega}{\sqrt{\gamma RT}} \quad (٥)$$

$$\Pi = \frac{P_{Out}}{P_{In}} \quad (٦)$$

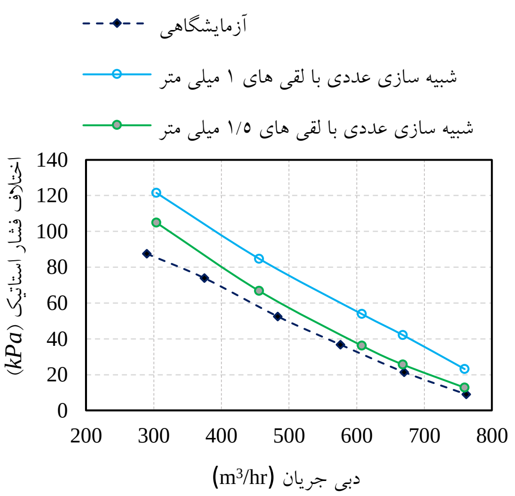
$$\lambda = \frac{Q}{8\omega\, r_2^3} \quad (٧)$$

$$\phi = \frac{\dot m}{4\, r_2^2\, P_{In}}\sqrt{\frac{RT_{in}}{\gamma}} \quad (٨)$$

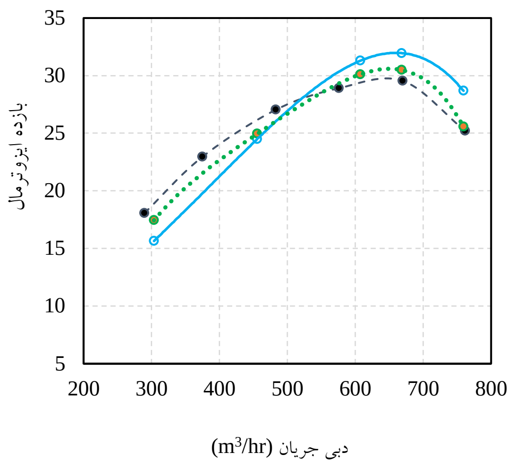
$$\eta_{iso} = \frac{\dot m\, R\, T_{In}\, \ln\frac{P_{Out}}{P_{In}}}{T_{sh}\,\omega} \quad (۹)$$

در این تحلیل، باتوجه‌به ثابت‌بودن سرعت دورانی، قطر پروانه و شرایط گاز ورودی، مقدار عدد ماخ نوک پروانه ثابت و برابر با ۰٫۲۱ است.

اعتبارسنجی نتایج عددی با استفاده از داده‌های تجربی. برای اعتبارسنجی، منحنی‌های عملکرد کمپرسور بازتولیدکننده به‌دست‌آمده از شبیه‌سازی عددی جریان سیال، با داده‌های آزمایشگاهی کمپرسور مقایسه شدند. وجود لقی‌ها در فضای بین هسته و پروانه، فضای بین استریپر و پروانه و همچنین سایر قسمت‌های کمپرسور، می‌تواند موجب بروز تلفات بسیاری شود که حاصل آن افت فشار خروجی و نیز کاهش بازده است. برای بررسی دقیق‌تر، شبیه‌سازی عددی با درنظرگرفتن لقی‌های ۱٫۵میلی‌متر که به شرایط ساخت نزدیک‌تر است نیز انجام شده است.



الف) منحنی اختلاف فشار برحسب دبی جریان



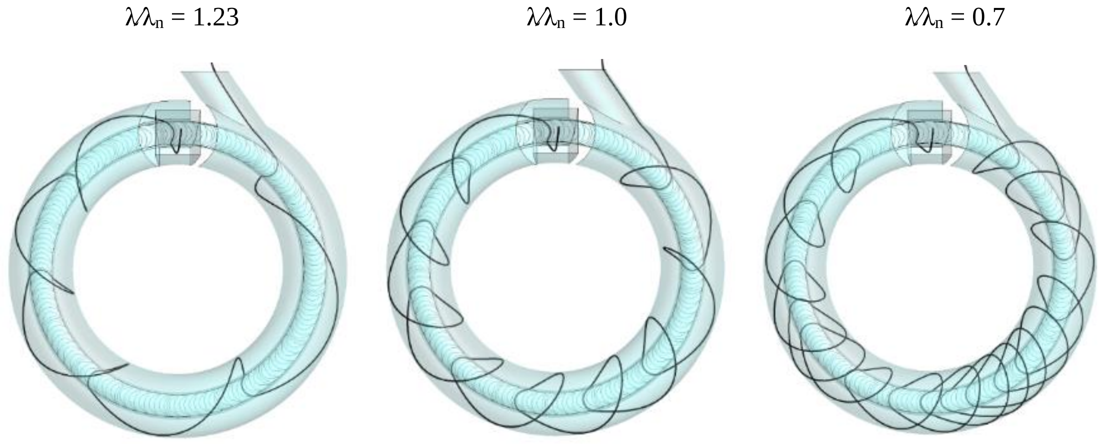
ب) منحنی بازده همدما برحسب دبی جریان

شکل ۷ مقایسهٔ منحنی‌های عملکرد نتایج شبیه‌سازی عددی با داده‌های آزمایشگاهی

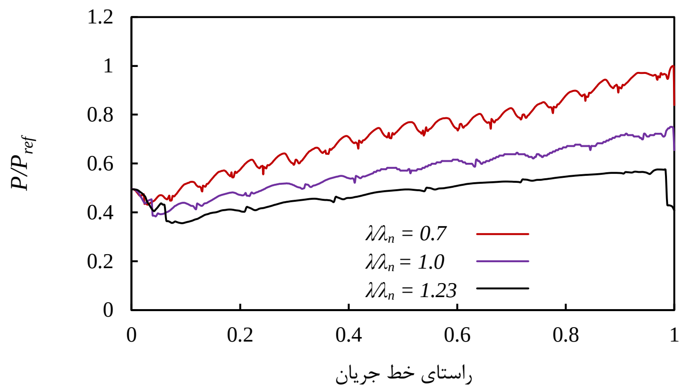
مقایسهٔ منحنی‌های عملکرد در شکل (۷) نشان می‌دهد که نتایج شبیه‌سازی عددی تطابق قابل قبولی با داده‌های آزمایشگاهی دارد و به‌دلیل افزایش میزان لقی‌ها در نمونهٔ ساخته‌شده نسبت به طراحی اولیه، در عملکرد کمپرسور بازتولیدکننده افت مشاهده شده است. همچنین طبق اندازه‌گیری‌ها، در دبی‌های پایین به‌دلیل افزایش گشتاور روی محور، اندکی از میزان سرعت دورانی کاسته می‌شود. بنابراین، اختلاف مشاهده‌شده در منحنی‌های عملکرد به‌دلیل وجود تلفاتی است که در شرایط ساخت و آزمایشگاهی وجود داشته است و در شبیه‌سازی عددی درنظر گرفته نشدند. در ادامه این پژوهش، هندسهٔ طراحی اولیه با لقی‌های حداکثر ۱میلی‌متر به‌عنوان هندسه مبنا استفاده شده است.

تحلیل الگوی جریان. برای بررسی الگوی جریان در کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی، وضعیت خطوط جریان در ۳ضریب دبی جریان مختلف ارائه شده است. شکل (۸) خطوط جریان آغازشده از مرکز ناحیهٔ ورودی در کمپرسور را در ۳نسبت ضریب جریان نشان می‌دهد. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود، با افزایش دبی جریان، از تعداد چرخش سیال در کمپرسور کاسته شده است. با افزایش دبی جریان، باتوجه‌به ثابت‌بودن مقطع ورودی جریان سیال، میزان سرعت سیال در پره‌ها افزایش می‌یابد و درنتیجه سیال با سرعت بیشتری از پره‌ها خارج می‌شود. با افزایش سرعت سیال، مؤلفهٔ مماسی سرعت خروجی از پره‌ها افزایش می‌یابد و سیال میزان جابه‌جایی بیشتری را در طول محفظه طی خواهد کرد و در نتیجه تعداد دفعات چرخش کاهش می‌یابد. در شکل (۹) نحوهٔ تغییر فشار در راستای یک خط جریان (خط جریان رسم‌شده در شکل ۸) نشان داده شده است. در هر ۳منحنی در ابتدا افت اندک در فشار سیال در ناحیهٔ ورودی مشاهده شده است. پس از این ناحیه، سیال شتاب می‌گیرد و به‌تدریج به میزان فشار سیال افزوده می‌شود. نوساناتی که در منحنی‌ها مشاهده می‌شود، نشان‌دهنده تعداد دفعاتی است که سیال در محفظه و پروانه به چرخش در آمده است. در واقع، با هربار خروج از پره‌ها فشار سیال افزایش می‌یابد و در مسیر چرخش در محفظه اندکی دچار افت فشار می‌شود. این چرخه ادامه می‌یابد تا سیال از دهانهٔ خروجی کمپرسور خارج شود. در دهانهٔ خروجی نیز اندکی افت فشار وجود دارد.

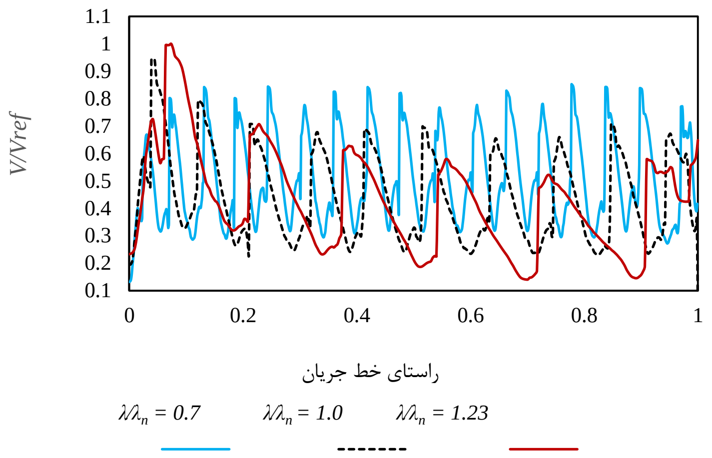
شکل (۱۰) روند تغییرات سرعت سیال در کمپر سور را نشان می‌دهد. در این شکل نیز نو سانات مشاهده‌شده به نواحی ورود و خروج پره‌ها مربوط است. نقاط فراز منحنی ها مربوط به ناحیهٔ خروجی پره‌ها و نقاط فرود، مربوط به سرعت سیال در قسمت ورودی پره‌هاست. واضح است که با افزایش دبی جریان، از تعداد نوسان‌ها کاسته شده است.



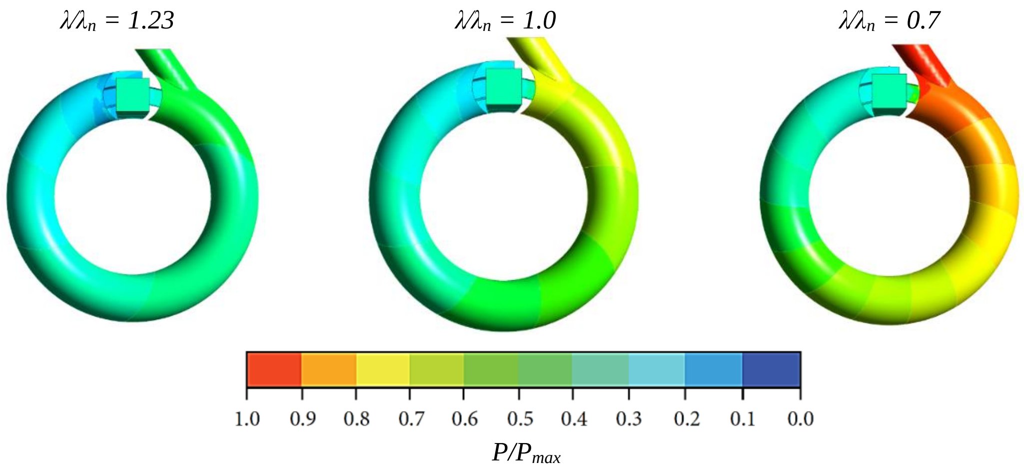
شکل ۸ خطوط جریان در ضرایب دبی مختلف



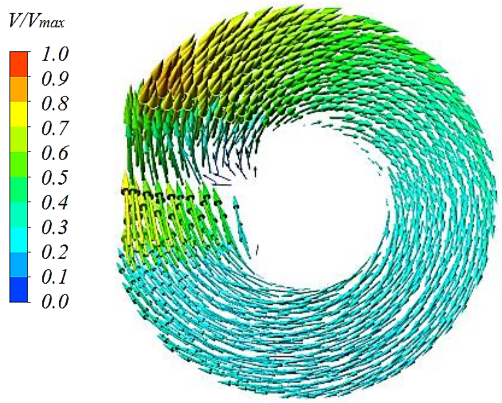
شکل ۹ تغییرات فشار در راستای خط جریان رسم‌شده از مرکز سطح ورودی



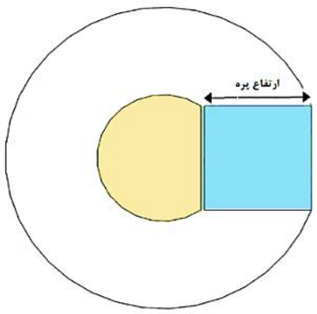
شکل ۱۰ تغییرات سرعت در راستای خط جریان



شکل ۱۱ کانتور فشار در ضرایب دبی مختلف



شکل ۱۲ بردارهای سرعت در مقطع کانال جریان

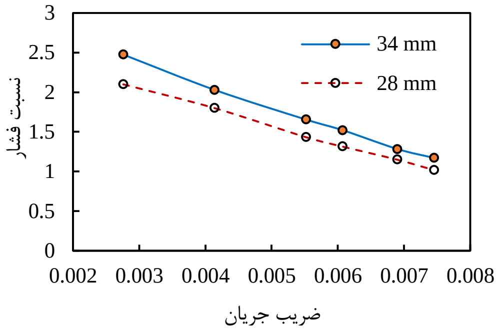


شکل ۱۳ معرفی ارتفاع پره

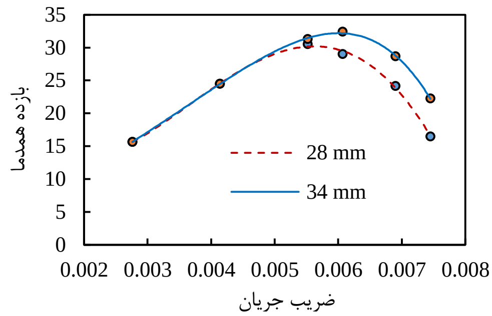
کانتور تغییر فشار سیال در کمپرسور برای شرایط مختلف دبی ورودی در شکل (۱۱) نشان داده شده است. روند افزایش تدریجی فشار سیال با هربار چرخش، در شکل (۱۱) مشهود است. براساس نتایج تحلیل عددی و شبیه‌سازی جریان سیال در کمپرسور بازتولیدکننده، افزایش تعداد چرخش سیال در دبی مشخص می‌تواند کارایی کمپرسور بازتولیدکننده را بهبود بخشد.

در شـــکل (۱۲) بردار های ســـر عت در مقطع کمپرسور نشان داده شده است. الگوی حرکت مارپیچی ســیال در این شــکل کاملا مشــخص اســت. همچنین کاهش تدریجی سرعت سیال از قسمت خروج از پره‌ها تا ناحیهٔ ورود به پره‌ها در این شکل مشهود است.

اثر ارتفاع پره بر عملکرد کمپرسور. برای بررسی اثر ارتفاع پره (در شکل ۱۳ معرفی شده است) بر عملکرد کمپرسور، مقدار ارتفاع پره از ۳٤میلی‌متر به ۲۸میلی‌متر کاهش یافت. برای کاهش ارتفاع لازم است هستهٔ مرکزی به سمت پره جابه‌جا شود تا فضای ایجادشده به‌واسطهٔ تراش پروانه را پر کند. با این کار، مقطع کانال جریان به‌صورت هم‌گرا–واگرا خواهد شد که به‌طور طبیعی تلفات مضاعفی ایجاد خواهد کرد. برای اجتناب از این تلفات، قطعه‌ای به ضخامت ٦میلی‌متر به هستهٔ مرکزی اضافه شد تا فضای خالی ایجادشده را پر کند. طبق نتایج، همان‌طور که در شکل (١٤) مشاهده می‌شود، کاهش ارتفاع پره سبب کاهش نسبت فشار کمپرسور شده است. همچنین از میزان راندمان نیز کاسته شده است.



الف) منحنی اختلاف فشار برحسب ضریب جریان

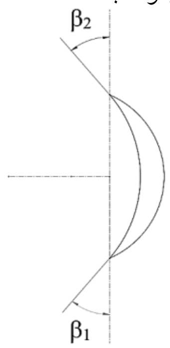


ب) منحنی بازده هم‌دما برحسب ضریب جریان

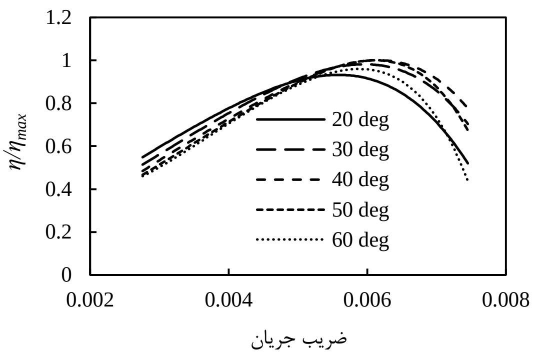
شکل ۱٤ مقایسهٔ منحنی‌های عملکرد در ۲حالت ارتفاع پره‌ها

چهار اثر زاویهٔ پره‌های آیرودینامیکی متقارن بر عملکرد کمپرسور. برای بهبود عملکرد کمپرسور بازتولیدکننده، اثر زاویهٔ پره‌ها تحلیل و بررسی شد. بنابراین، از پره‌های آیرودینامیکی رایج در کمپرسور بازتولیدکننده [4,11,20] استفاده شده است. همان‌طور که در شکل (۱۵) مشاهده می‌شود، این پره‌ها به‌صورت متقارن با زوایای ورودی و خروجی یکسان طراحی می‌شوند. ۵پره با زوایای ۲۰، ۳۰، ٤۰، ۵۰ و ٦۰درجه طراحی شد و با استفاده از شبیه‌سازی عددی جریان سیال، اثر آن‌ها بر عملکرد کمپرسور مطالعه شد. مقایسهٔ منحنی‌های بازده هم‌دما نرمال شده و نسبت فشار برحسب ضریب جریان در شکل‌های (۱٦ و ۱۷) ارائه شده است.

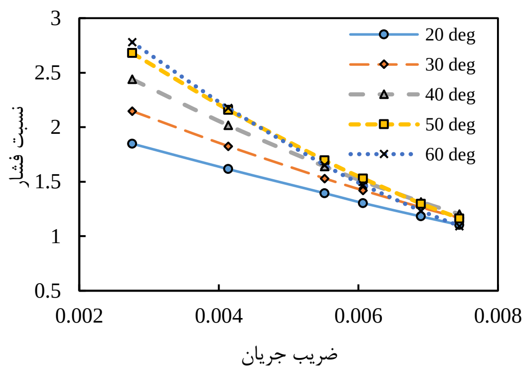
براساس منحنی‌های شکل (۱٦)، با افزایش زاویهٔ پره‌ها از ۲۰ تا ۵۰درجه، از مقدار بازده هم‌دما در نقاط نزدیک به نقطهٔ طراحی کاسته شده است. اما برای حالت زاویهٔ ٦۰درجه روند معکوس شده است. مقایسهٔ منحنی‌های نسبت فشار در شکل (۱۷) نشان می‌دهد که با افزایش زاویهٔ پره از ۲۰ تا ۵۰درجه نسبت فشار به‌تدریج افزایش می‌یابد، اما در زاویهٔ ٦۰درجه تفاوت قابل‌ملاحظه‌ای نسبت به زاویهٔ ۵۰درجه مشاهده نمی‌شود. می‌توان نتیجه گرفت زاویهٔ بهینه‌ای برای پره‌ها در این دامنه وجود داشته باشد که با یک آنالیز رگراسیون در نقطهٔ طراحی، می‌توان به آن دست یافت.



شکل ۱۵ پره‌های آیرودینامیکی با زوایای ورودی و خروجی یکسان



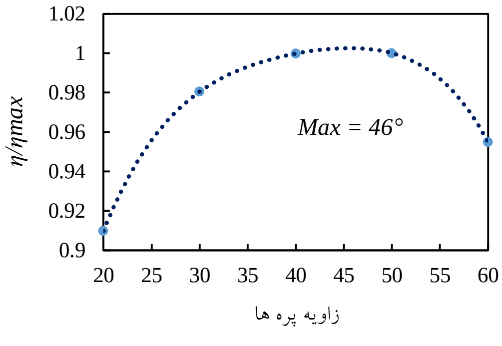
شکل ۱٦ منحنی بازده هم‌دما برحسب ضریب جریان برای زوایای مختلف پره‌ها



شکل ۱۷ نسبت فشار برحسب ضریب جریان برای زوایای مختلف پره‌ها

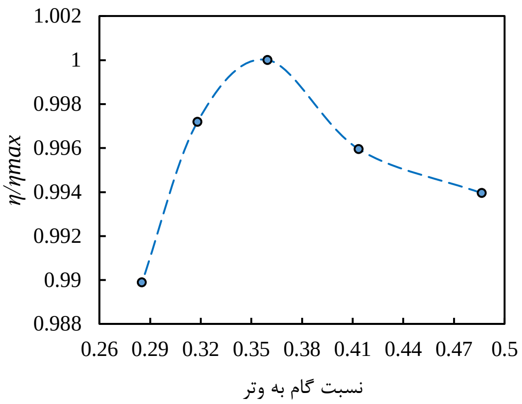
شکل (۱۸)، تغییرات بازده نرمال برحسب زاویهٔ پره‌ها را برای نقطهٔ طراحی کمپرسور نشان می‌دهد. براساس آنالیز رگراسیون ماکزیمم این منحنی در حدود زاویهٔ ٤٦درجه قرار می‌گیرد.

اثر تعداد پره‌ها بر عملکرد کمپرسور. برای بررسی اثر تعداد پره‌ها (z)، تعداد پره‌های کمپرسور از عدد ۸۵ به ۱۰۰، ۱۱۵، ۱۳۰، ۱٤٥ و ۱٦۰ تغییر کردند و در شرایط طراحی شبیه‌سازی عددی قرار گرفتند. برای کمپرسور بررسی‌شده در این پژوهش، بیشترین مقدار بازده در تعداد پرهٔ ۱۱۵ رخ داده است. از یک عدد بی‌بعد استفاده شده است تا نتایج مستقل از اندازهٔ کمپرسور و قابل تعمیم باشد. این عدد بی‌بعد به‌صورت نسبت گام پره‌ها ($\pi D_m/z$) به وتر پره تعریف می‌شود. مهم‌ترین پارامترهایی که می‌تواند بر تعداد بهینهٔ پره‌ها اثرگذار باشد، قطر پروانه و اندازهٔ وتر پره‌هاست. به همین دلیل در این تحلیل سعی شد از پارامتری بی‌بعد که در توربوماشین‌های جریان‌محوری نیز برای یافتن تعداد بهینهٔ پره‌ها استفاده می‌شود، استفاده شود که نسبت گام به وتر است. با این عدد بی‌بعد، اثر قطر پروانه و اندازهٔ وتر نیز در محاسبات به کار گرفته می‌شود.



شکل ۱۸ بازده نرمال برحسب زاویهٔ پره

در شکل (۱۹) تغییرات بازده نرمال برحسب نسبت گام به وتر در ضـریب جریان نقطهٔ طراحی نشـان داده شده ا ست. برا ساس آنالیز رگرا سیون، بی شترین بازده برای نسبت گام به وتر ۰٫۳٦ اتفاق می‌افتد.



شکل ۱۹ بازده نرمال برحسب نسبت گام به وتر در ضریب جریان طراحی

نتیجه‌گیری

کمپرسورهای بازتولیدکننده از نوع توربوماشین‌های دوار هستند که در سرعت‌های مخصوص بسیار پایین کاربرد دارند. این نوع کمپرسورها به‌صورت ذاتی و ساختاری راندمان پایینی دارند. در این مقاله با هدف بهبود کارایی، عملکرد کمپرسور بازتولیدکننده با پره‌های آیرودینامیکی به‌صورت عددی و آزمایشگاهی مطالعه شده است. الگوی پیچیدهٔ جریان سیال در کمپرسور با انتخاب مدل توربولانسی انتقال تنش برشی (*SST*) تحلیل و نتایج حل عددی برای صحت‌سنجی با داده‌های تجربی مقایسه شد. نتایج شبیه‌سازی‌های عددی نشان داد که کاهش ارتفاع پره سبب کاهش نسبت فشار و همچنین افت راندمان هم‌دمای کمپرسور می‌شود. برای مطالعه اثر زاویهٔ پره‌ها بر عملکرد کمپرسور، ٥پرهٔ آیرودینامیکی متقارن با زوایای ورودی و خروجی ۲۰، ۳۰، ٤۰، ٥۰ و ٦۰درجه طراحی و با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی ارزیابی شد. مشاهدهٔ خطوط جریان و نتایج تحلیل عددی جریان سیال نشان داد که افزایش زاویهٔ پره، میزان افزایش فشار در هربار پیچش را ارتقا می‌بخشد، اما از تعداد چرخش سیال می‌کاهد. پس فشار خروجی برآیندی از ۲پدیده ذکرشده خواهد بود. درنهایت با آنالیز رگراسیون مشخص شد که زاویهٔ بهینه برای پره‌های

آیرودینامیکی متقارن ٤٦درجه است.

برای برر سی اثر تعداد پره‌ها بر عملکرد کمپر سور بازتولیدکننده، از عدد بی‌بعد ن سبت گام به وتر ا ستفاده شـد تا نتایج قابل بایگانی باشـد. براسـاس نتایج تحلیل عددی و آنالیز رگراســـیون، مقدار بهینه که به‌ازای آن مقدار بازده در نقطهٔ طراحی بی‌شینه می شود، در ن‌سبت گام به وتر حدود ۰٫۳۶ روی می‌دهد.

واژه‌نامه

پره‌های آیرودینامیکی	Aero-foil blades
شرایط مرزی	Boundary conditions
کمپرسور	Compressor
روش حجم محدود	Finite volume method
کانال جریان	Flow channel
ضریب دبی جریان	Flow coefficient
مسیر جریان	Flow path
روتور بی‌حرکت	Frozen rotor
معادلات حاکم	Governing equations
تبادل ممنتوم	Momentum exchange
بازده نرمال	Normalized efficiency
تعداد چرخش	Number of rotation
شبیه‌سازی عددی	Numerical simulation
نسبت گام به وتر	Pitch to chord ratio
نسبت فشار	Pressure ratio
انتقال تنش برشی	Shear Stress Transport
خط جریان	Stream line
دیوار حائل	Stripper
چولگی	Skewness
سرعت مماسی	Tangential velocity
آشفتگی	Turbulence
عدم قطعیت	Uncertainty

فهرست علائم

B	کمیت در محاسبهٔ عدم قطعیت
C	وتر پره، m
D_m	قطرمیانی پروانه، m
g	شتاب گرانش، ms^{-2}
h	ارتفاع پره، mm
k	انرژی جنبشی آشفتگی، m^2s^{-2}
M_{OT}	عدد ماخ نوک پروانه
$\dot{m}$	دبی جرمی، $kg\ s^{-1}$
p	فشار، Pa
P_k	نرخ تشکیل انرژی جنبشی آشفتگی m^2s^{-3}
P_{max}	فشار بیشینه، Pa
P_{ref}	فشار مرجع، Pa
Q	دبی حجمی جریان، m^3s^{-1}
R	ثابت گاز، $J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
r_2	شعاع بیرونی پروانه، m
S	گام پره‌ها
T_{in}	دمای ورودی، K
T_{sh}	گشتاور محور، Nm
u_i	سرعت لحظه‌ای به‌صورت تانسوری، ms^{-1}
$\bar{u}_i$	سرعت متوسط به‌صورت تانسوری، ms^{-1}
u'_i	سرعت نوسانی به‌صورت تانسوری، ms^{-1}
V	سرعت، ms^{-1}
V_{ref}	سرعت مرجع، ms^{-1}
x_i	مختصات کارتزین به‌صورت تانسوری
x_n	متغیر در محاسبهٔ عدم قطعیت
y^+	ضخامت بی‌بعدشدهٔ لایهٔ اول مجاور دیواره
z	تعداد پره‌ها
α	ضریب در معادلهٔ آشفتگی
β	زاویهٔ پره، deg و ضریب در معادلهٔ آشفتگی
β'	ضریب در معادلهٔ آشفتگی
γ	نسبت ظرفیت گرمایی
ε	نرخ پخش، m^2s^{-3}
η_{iso}	بازده هم‌دما
η_{max}	بازده بیشینه
λ	ضریب جریان
λ_n	ضریب جریان نقطه طراحی
ξ	عدم قطعیت کل
Π	نسبت فشار
σ_ω	ضریب در مدل آشفتگی SST
ω	سرعت دورانی، $rad\ s^{-1}$

مراجع

1. Raheel, M.M., “A theoretical, experimental and CFD analysis of regenerative flow compressors and pumps for microturbine and automotive fuel applications”, Michigan State University, (2003).
2. Engeda, A. and Raheel, M., “Theory and design of the regenerative flow compressor”, *In Proceedings of the International Gas Turbine Congress*, November, (2003).
3. Badami, M. and Mura, M., “Setup and validation of a regenerative compressor model applied to different devices”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52(5), pp. 2157-2164, (2011).
4. Song, J.W., Raheel, M. and Engeda, A., “A compressible flow theory for regenerative compressors with aerofoil blades. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers”, *Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 217(11), pp. 1241-1257, (2003).
5. Badami, M. and Mura, M., “Theoretical model with experimental validation of a regenerative blower for hydrogen recirculation in a PEM fuel cell system”, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51(3), pp. 553-560, (2010).
6. Lee, C., Kil, H.G. and Kim, K.Y., “The performance analysis method with new pressure loss and leakage flow models of regenerative blower”, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 8(4), pp.221-229, (2015).
7. Grabow, G., “Influence of the number of vanes and vane angle on the suction behavior of regenerative pumps”, *In 5th Conference on Fluid Machinery*, Vol. 1, pp. 351-364, (1975).
8. Song, J.W., Engeda, A. and Chung, M.K., “A modified theory for the flow mechanism in a regenerative flow pump. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers”, *Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 217(3), pp.311-321, (2003).
9. Meakhail, T. and Park, S.O., “An improved theory for regenerative pump performance. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers”, *Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 219(3), pp. 213-222, (2005).
10. Raheel, M.M., “A theoretical, experimental and CFD analysis of regenerative flow compressors and pumps for microturbine and automotive fuel applications”, (1969).
11. Sixsmith, H. and Altmann, H., “A regenerative compressor”, *Trans. ASME, J. Engineering for Industry*, Vol. 99, pp. 637-647, (1997).
12. Nejadali, J., “Calculation of flow in incompressible regenerative turbo-machines with bucket form blades based on the geometry of flow path”, *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, Vol. *29*(8), pp. 2606-2621, (2019).
13. Badami, M. and Mura, M., “Comparison between 3D and 1D simulations of a regenerative blower for fuel cell applications”, *Energy Conversion and Management*, Vol. *55*, pp. 93-100, (2012).
14. Zhang, F., Appiah, D., Hong, F., Zhang, J., Yuan, S., Adu-Poku, K.A. and Wei, X., “Energy loss evaluation in a side channel pump under different wrapping angles using entropy production method”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 113, p. 104526, (2020).
15. Nejad, J., Riasi, A. and Nourbakhsh, A., “Efficiency improvement of regenerative pump using blade profile modification: Experimental study”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, *Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, Vol. 233(3), pp. 448-455, (2019).
16. Heo, M.W., Seo, T.W., Shim, H.S. and Kim, K.Y., “Optimization of a regenerative blower to enhance

aerodynamic and aeroacoustic performance", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. *30*(3), pp. 1197-1208, (2016).

17. Wang, C.H. and Choi, C.H., "Optimized design of regenerative blowers for enhanced efficiency", In *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Vol. 44441, pp. 1241-1248, (2010).
18. Choon-Man, J. and Jong-Sung, L., "Shape optimization of a regenerative blower used for building fuel cell system", *Open Journal of Fluid Dynamics*, (2012).
19. Mekhail, T.A.M., Dahab, O.M., Sadik, M.F., El-Gendi, M.M. and Abdel-Mohsen, H.S., "Theoretical, experimental and numerical investigations of the effect of inlet blade angle on the performance of regenerative blowers", *Open Journal of Fluid Dynamics*, Vol. 5(03), p. 224, (2015),
20. Griffini D, Salvadori S, Carnevale M, Cappelletti A, Ottanelli L, Martelli F., "On the development of an efficient regenerative compressor", *Energy Procedia,* 2015 Dec 1; 82:252-7, (2015).
21. Zhang, F., Böhle, M. and Yuan, S., "Experimental investigation on the performance of a side channel pump under gas–liquid two-phase flow operating condition", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 231(7), pp. 645-653, (2017).
22. Moradi, R., Habib, E., Bocci, E. and Cioccolanti, L., "Investigation on the use of a novel regenerative flow turbine in a micro-scale Organic Rankine Cycle unit", *Energy*, Vol. *210*, p. 118519, (2020).
23. Cantini, G. and Salvadori, S., "Numerical Characterization of the Performance Curve of a Regenerative Pump-as-Turbine", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. *143*(5), p. 051001, (2021).

۲۴. مفاخری, میثم، محمودی، مصطفی، جهرمی، مهدی، "شبیه‌سازی عددی اثر لقی نوک پره بر عملکرد کمپرسور جریان محوری. نشریه پژوهشی مهندسی مکانیک ایران"، ٩٦–١٢٢: ١٩(٢)؛ (١٣٩٦).

۲۵. مجدم، محمد، حاجیلوی بنیسی، علی، "مطالعهٔ نظری و تجربی جریان در محفظهٔ حلزونی کمپرسور جریان شعاعی"، علوم کاربردی و محاسباتی در مکانیک، ١–١٤: ٢٨(١)؛ (١٣٩٥).

26. Jang, C.M. and Han, G.Y., "Enhancement of performance by blade optimization in two-stage ring blower", *Journal of Thermal Science*, Vol. *19*(5), pp. 383-389, (2010).

۲۷. صنیعی‌نژاد، مهدی، "مبانی جریان‌های آشفته و مدل‌سازی آن‌ها"، کتاب، انتشارات دانش‌نگار، چاپ دوم (۱۳۹۸)

28. Raheel, M. and Engeda, A., "Performance characteristics of regenerative flow compressors for natural gas compression application", Journal of Energy Resources Technology, Vol. 127(1), pp. 7-14, (2005).
29. Raheel, M., Engeda, A., Hamrin, D. and Rouse, G., "The performance characteristics of single-stage and multistage regenerative flow compressors for natural gas compression application", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 217(11), pp. 1221-1239, (2003).

Parametric Study and Numerical Analysis of the Regenerative Compressor with Symmetric Aerodynamic Blades for Improving Performance

Jafar Nejadali[1]

1. Introduction

Regenerative flow compressors or blowers also known as side channels are rotodynamic machines with the ability to produce high heads at low flow rates. They have performance curves with very stable features.

Depending on the shape of the blades and the cross section of the flow channel, there are different structures for regenerative compressors. One of the structures is the regenerative compressor with aero-foil blades shown in Figure1. Due to more regular flow rotation and reduced losses, the regenerative compressor with aero-foil blades performs better than other regenerative turbomachines.

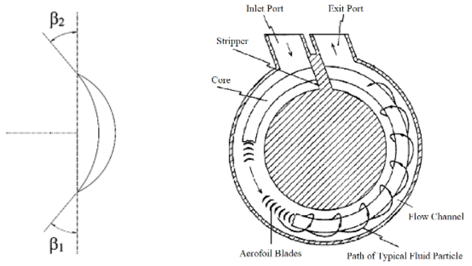


Figure 1. Regenerative compressor with aero-foil blades

Despite all the advantages of regenerative turbomachines, these machines usually have low isothermal efficiencies (less than 50 percent). This low efficiency is due to the numerous losses that are directly related to the geometric shape and operating principles of the machine. Therefore, the study of the behavior of these machines to improve performance and efficiency has been considered by many researchers. In this paper, these compressors are studied and analyzed using computational fluid dynamics. The main purpose of this study is to investigate the effect of changes in the inlet and outlet angles of the blades, the height of the blades and also the number of blades on the performance and efficiency of the compressor. For this purpose, symmetrical aero-foil blades with the same inlet/output angles were used.

2. Model description and numerical simulation

The computational domain, as shown in Figure 2, is divided into two parts, including the flow channel and the impeller. Each of these sections was meshed separately.

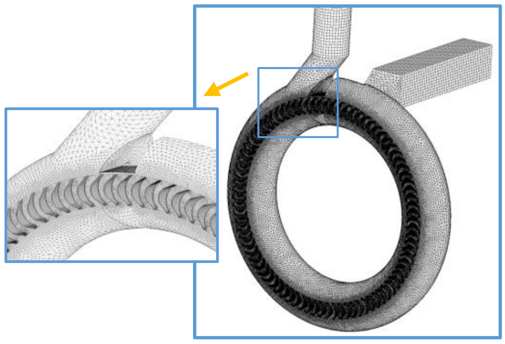


Figure 2. Computational grid

Due to the complex flow pattern and the presence of eddy current in the regenerative compressor, the SST turbulence model was used to solve the turbulence equations.

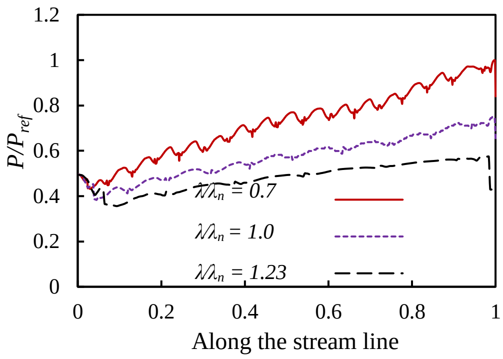


Figure 3. Pressure changes along the stream line drawn from the center of the inlet surface

Figure 3 shows how the pressure changes along a stream line (Figure 4). In all three curves, a slight drop in fluid pressure at the inlet area is initially observed. After this area, the fluid accelerates and gradually the amount of fluid pressure increases.

[1]. Assistant Professor, Department of Mechanical Engineering, University of Mazandaran, Babolsar, Iran. Email: J.nejad@umz.ac.ir

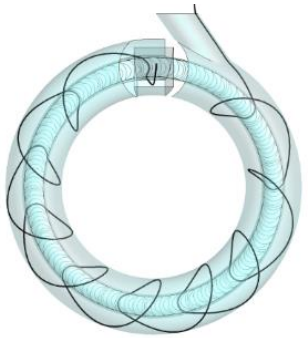


Figure 4: Stream line in the design flow coefficient

3. The results of parametric study

Effect of the height of the blades

Based on the numerical simulation results, as shown in Figure 5, reducing the blade height reduces the compressor pressure ratio. Efficiency has also been reduced.

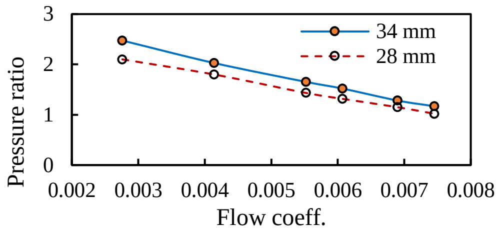


Figure 5. Pressure ratio vs flow coefficient

Effect of changes in the inlet and outlet angles

Five blades were designed with angles of 20, 30, 40, 50 and 60 degrees and their effects on compressor performance were studied using numerical simulation of fluid flow. Figure 6 shows a comparison of the pressure ratio curve in terms of flow coefficient.

Figure 7 shows the changes in normalized efficiency in terms of blade angles for the compressor design point. Based on regression analysis, the maximum of this curve is around an angle of 46 degrees.

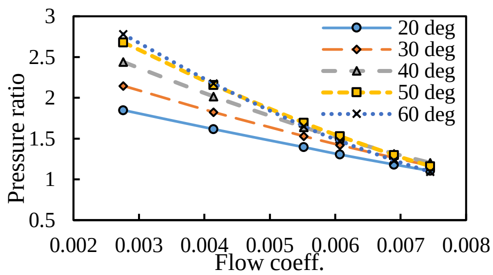


Figure 6. Pressure ratio vs flow coefficient at different blade angles

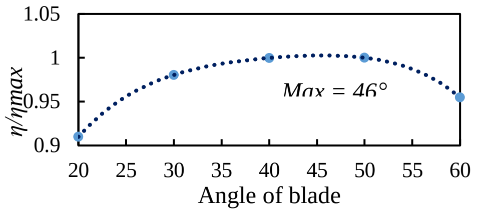


Figure 7. Normalized efficiency vs blade angle at design flow coefficient

The effect of the number of blades

To investigate the effect of the number of blades (z), a dimensionless number was used so that the results are independent of the size of the compressor and can be generalized. This dimensionless number is defined as the ratio of the pitch of the blades to the chord of the blade.

Figure 8 shows the normalized efficiency changes in terms of pitch -to-chord ratio at the design flow coefficient. According to regression analysis, the highest efficiency occurs for the pitch -to-chord ratio of 0.36.

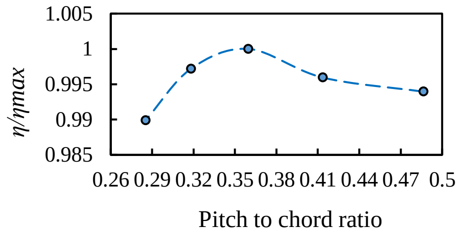


Figure 8. Normalized efficiency vs pitch-to-chord ratio at design flow coefficient

4. Conclusion

In this study, with the aim of improving the efficiency, the performance of the regenerative compressor with aero-foil blades was studied numerically. The results of numerical simulations showed that reducing the blade height reduces the pressure ratio and also decreases the compressor isothermal efficiency. Regression analysis showed that the optimal angle for symmetrical aerodynamic blades is 46°.

In order to investigate the effect of the number of blades on the performance of the regenerative compressor, a dimensionless number of pitch-to-chord ratio was used so that the obtained results could be archived. Based on the results of numerical analysis and regression analysis, the optimal value for which the value of efficiency is maximized at the design point occurs in the pitch-to-chord ratio of about 0.36.